

This Page Is Inserted by IFW Operations  
and is not a part of the Official Record

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

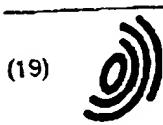
Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning documents *will not* correct images,  
please do not report the images to the  
Image Problem Mailbox.**



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11) EP 0 807 030 B1

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:  
31.03.1999 Patentblatt 1999/13

(21) Anmeldenummer: 96902931.3

(22) Anmeldetag: 27.01.1996

(51) Int. Cl. 5: B60K 7/00, B60K 17/04

(86) Internationale Anmeldenummer:  
PCT/EP96/00331

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
WO 96/23670 (08.08.1996 Gazette 1996/36)

(54) **ANTRIEBSVORRICHTUNG, INSbesondere RADANTRIEB FÜR KETTENFAHRZEUGE**  
DRIVE DEVICE, IN PARTICULAR A WHEEL DRIVE FOR TRACKED VEHICLES  
DISPOSITIF D'ENTRAINEMENT, EN PARTICULIER DES BARBOTINS DE VEHICULES  
CHENILLES

(84) Benannte Vertragsstaaten: AT BE DE FR GB IT	(72) Erfinder: MANN, Egon D-88045 Friedrichshafen (DE)
(30) Priorität: 03.02.1995 DE 19503477	(56) Entgegenhaltungen: EP-A- 0 505 727 DE-A- 2 149 112 DE-A- 4 206 086 US-A- 4 271 725 US-A- 4 649 772
(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung: 19.11.1997 Patentblatt 1997/47	
(73) Patentinhaber: ZF FRIEDRICHSHAFEN Aktiengesellschaft 88038 Friedrichshafen (DE)	

EP 0 807 030 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingeleitet, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

## Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Antriebsvorrichtung für Arbeitsmaschinen, insbesondere für Kettenfahrzeuge, wie z. B. Planierraupen oder dergleichen.

[0002] Dem Stand der Technik sind vielfältige Ausgestaltungen eines Turasantriebes als bekannt zu entnehmen. Bei diesen Antriebsvorrichtungen treibt ein Hydraulikmotor über ein Planetengetriebe ein Kettenrad an. Die Antriebsvorrichtung soll, insbesondere in axialer Richtung, geringe Abmessungen aufweisen, so daß sie nicht über die Breite einer Gleiskette, z. B. eines Raupenbaggers, hinausragt. Das Planetengetriebe muß eine ausreichend große Übersetzung aufweisen, damit ein niedriges Drehzahlniveau am Kettenrad erreicht wird. Die Antriebsvorrichtung muß mit einer Bremse versehen sein, damit bei Stillstand des Hydraulikmotors der Abtrieb festgebremst wird. Da die Antriebsvorrichtung auch unter extremen äußereren Bedingungen eingesetzt wird, muß für eine Zuverlässige Abdichtung bei einer hohen Lebensdauer gesorgt werden. Schließlich soll die Antriebsvorrichtung montage- und wartungsfreundlich sein. Im Hinblick auf die Herstellkosten muß die Anzahl der Bauteile der Antriebsvorrichtung möglichst klein sein.

[0003] Mit den bekannten Antriebsvorrichtungen sind die vorstehend erwähnten Forderungen nicht zu erfüllen. Wenn der Hydraulikmotor beispielsweise als Axialkolbenmaschine in Schrägscheibenbauweise ausgebildet ist, ist eine axial kurze Bauweise nur dann zu erreichen, wenn diese Axialkolbenmaschine in den Nabenträger integriert wird. Beispiele hierzu finden sich in der DE-A 27 44 986, DE-A 28 31 458 und der DE-A 42 35 697. In der Regel liegen die Drehzahlen des Hydraulikmotors so hoch, daß ein mehrstufiges Planetengetriebe verwendet werden muß. Diese Mehrstufigkeit erhöht zumeist die axiale Baulänge der Antriebsvorrichtung, so daß der mit der Integration des Hydraulikmotors in den Nabenträger erreichte Vorteil zumindest teilweise wieder aufgezehrt wird. Ein im Nabenträger integrierter Hydraulikmotor hat zur Folge, daß für die Lagerung der Nabe auf dem Nabenträger groß dimensionierte Lager verwendet werden müssen. Zu diesem Nachteil tritt ein weiterer hinzu: Da die Nahe gegenüber dem Nabenträger abgedichtet werden muß, sind Dichtungen mit ebenfalls großen Durchmessern erforderlich. Diese Umstände wirken kostensteigernd. Durch die relativ hohen Umfangsgeschwindigkeiten leidet ferner die Lebensdauer der Dichtung.

[0004] Aus der US-A 4,271,725 ist ferner ein Radantrieb für Arbeitsmaschinen, insbesondere für Kettenfahrzeuge, bekannt, welcher aus einem Hydraulikmotor, nämlich einem Axialkolbenmotor in Schrägscheibenbauweise, besteht. Dieser treibt über eine Antriebswelle ein inneres Zentralrad eines mehrstufigen Planetengetriebes an, dessen Abtriebsglied mit einer Nabe, die auf einem stationär angeordneten Nabenträger gelagert ist, drehfest verbunden ist. Der Hydraulikmotor ist dabei, in

Fahrzeulgärsrichtung gesehen, auf einer Seite des Nabenträgers angeflanscht, während auf der anderen Seite des Nabenträgers das mehrstufige Planetengetriebe und die Nahe angeordnet sind.

[0005] Obwohl Radialkolbenmotoren dem Fachmann schon lange bekannt sind (vergleiche beispielsweise die DE-A 15 28 519 sowie die DE-A 22 55 239), werden sie bis heute in Kombination mit einer Bremse und einem Planetengetriebe nicht als Turasantriebe für Kettenfahrzeuge eingesetzt.

[0006] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Antriebsvorrichtung für den Einsatz in Kettenfahrzeugen zu schaffen, die sich insbesondere durch eine in der Herstellung preiswerte, kompakte sowie montage-, wartungsfreundliche und zuverlässige Bauweise auszeichnet.

[0007] Die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe wird durch eine Antriebsvorrichtung gelöst, die die Merkmale des Hauptanspruches aufweist.

[0008] Gegenüber den bekannten Turasantrieben überrascht die erfindungsgemäße Lösung durch eine außerordentlich einfache Bauweise. Der langsam laufende Radialkolbenmotor arbeitet auf einem Drehzahlniveau, der ein mehrstufiges Planetengetriebe nicht mehr erforderlich macht. Der Radialkolbenmotor ist daher mit einem einstufigen Planetengetriebe verbunden. Zudem besteht dieser Motor systembedingt aus relativ wenigen Bauteilen. Er baut in Axialrichtung kompakt, so daß er auf einer Seite des Nabenträgers direkt angeflanscht werden kann. Eine Antriebswelle verbindet den Zylinderblock des Radialkolbenmotors mit dem Planetengetriebe, dessen Abtriebsglied mit der Nabe drehfest verbunden ist.

[0009] Vorteilhafte Ausgestaltungen der erfindungsgemäßen Antriebsvorrichtung sind den Ansprüchen 2 bis 5 zu entnehmen.

[0010] Weitere, für die Erfindung wesentliche Merkmale sowie die hieraus resultierenden Vorteile sind der nachfolgenden Erläuterung zweier Ausführungsbeispiele zu entnehmen. Es zeigen:

Fig. 1 eine erste Ausführungsform einer Antriebsvorrichtung in vereinfachter Darstellung, insbesondere für ein Kettenfahrzeug, und

Fig. 2 eine weitere Ausführungsform, die insbesondere in der Gestaltung des Endabtriebs gegenüber der Anordnung nach Fig. 1 abweicht.

[0011] Die in Fig. 1 im Längsschnitt und in vereinfachter Darstellung wiedergegebene Antriebsvorrichtung ist insbesondere für den Antrieb eines Kettenrades eines Kettenfahrzeuges, z. B. einer Planierraupe oder dergleichen, geeignet. Es handelt sich um eine Antriebsvorrichtung, die auch unter der Bezeichnung Turasantrieb gebräufig ist.

[0012] Ein selbst nicht abgebildetes Kettenrad ist

drehfest mit einer rotierend angeordneten Nabe 1 verbunden. Für die drehfeste Verbindung weist die Nabe 1 an ihrem Umfang eine Vielzahl von Gewindebohrungen 2 auf, die ebenfalls nicht gezeigte Schraubenbolzen des Kettenrades aufnehmen.

[0013] Die Nabe 1 ist über zwei Kegelrollenlager 3 auf einem stationären Nabenträger 4 drehbar angeordnet. Die Kegelrollenlager sind in O-Anordnung montiert: Der Nabenträger 4 ist mit dem Fahrzeughrahmen fest verbunden, was im einzelnen der Zeichnung nicht zu entnehmen, jedoch dem Fachmann geläufig ist. Für die feste Verbindung des Nabenträgers 4 mit dem Fahrzeughrahmen sind ebenfalls mehrere Gewindebohrungen 5 am Umfang des Nabenträgers 4 verteilt angeordnet.

[0014] Im stationär angeordneten Nabenträger 4 ist eine Antriebswelle 6 über ein einziges Lager, insbesondere ein Kegelrollenlager 7, drehbar gelagert. An die Antriebswelle 6 schließt sich eine Verbindungswelle 8 an. Mit der Bezugsziffer 9 ist die Trennstelle zwischen der Antriebswelle 6 und der Verbindungswelle 8 gekennzeichnet.

[0015] Die einseitig fliegend gelagerte Antriebswelle 6 ist an ihrem freien Ende - in der Zeichnung links liegend - mit einem inneren Zentralrad 10 (Sonne) eines Planetengetriebes 11 drehfest verbunden. Das innere Zentralrad 10 kann, wie im vorliegenden Fall, einstückig mit der Antriebswelle 6 gefertigt sein. Das innere Zentralrad 10 steht in ständigem Zahneingriff mit Planetenrädern 12, von denen eines abgebildet ist. Die Planetenräder 12 sind über Wälzlager 13 auf einem Steg 14 des Planetengetriebes 11 drehbar gelagert. Der Steg 14 ist zudem Bestandteil eines Endabtriebsgehäuses 15, das mit der Nabe 1 dicht und fest verschraubt ist und welches das Planetengetriebe 11 umschließt.

[0016] Die Planetenräder 12 stehen ferner in ständigem Zahneingriff mit einem stationären äußeren Zentralrad 16 (Hohlrad) des Planetengetriebes 11. Das äußere Zentralrad 16 ist auf den Nabenträger 4 im Bereich eines Profiles 17 drehfest aufgeschoben und in Axialrichtung durch eine Mutter 18 über die Kegelrollenlager 3 gegen eine Schulter des Nabenträgers 4 gekontert.

[0017] Da die Nabe 1 gegenüber dem stationären Nabenträger 4 rotiert, stellt sich zwischen diesen Bauteilen ein radialer Spalt 20 ein. Da das Endabtriebsgehäuse 15 zumindest teilweise mit Schmier- und Kühöl gefüllt ist, muß eine geeignete Dichtung vorhanden sein, die das Kühl- und Schmieröl zurückhält bzw. die den Innenraum des Endabtriebsgehäuses vor äußeren Einflüssen schützt. Diese Aufgaben übernimmt eine Gleitringdichtung 21. Diese Gleitringdichtung 21 bekannter Bauart besteht aus einem rotierenden Gleitring 22 und einem in eine Ausdehnung der Nabe 1 eingesetzten ersten Dichtring 23 sowie einem stationären Gegenring 24 und einem in eine Ausnehmung des Nabenträgers 4 eingelegten zweiten Dichtring 25. Aus der Zeichnung geht hervor, daß die Gleitringdichtung 21 einen wirksamen Durchmesser aufweist, der nur

geringfügig größer ist als der Außendurchmesser der Kegelrollenlager 3.

[0018] Die Antriebsvorrichtung wird durch einen Hydraulikmotor 26 vervollständigt. Für die Antriebsvorrichtung ist wesentlich, daß dieser Hydraulikmotor aus einem langsam laufenden Radialkolbenmotor besteht. Das Schluckvolumen des Radialkolbenmotors beträgt etwa  $1\ 180\ cm^3$ . Die maximale Drehzahl liegt bei ca.  $310\ 1/min$ . Der Hydraulikmotor ist schaltbar, wobei das Verhältnis der Schluckvolumina  $q_{min}/q_{max} = 0,33/0,50/0,66$  sein kann. Die Bremsventile befinden sich am Hydraulikmotor. Der Hydraulikkreislauf ist offen.

[0019] Ein Zylinderblock 27 ist über ein Mitnahmeprofil 28 drehfest mit der Antriebswelle 6 verbunden. Analog hierzu besteht über ein geometrisch gleich ausgebildetes Mitnahmeprofil 29 eine drehfeste Verbindung zwischen dem Zylinderblock 27 und der Verbindungswelle 8.

[0020] In bekannter Weise sind im Zylinderblock 27 mehrere Kolben 30 radial beweglich gelagert. Diese stützen sich über Rollen 31 an einer stationären Nockenbahn 32 ab. Über einen Verteiler 33 erfolgt die Zu- bzw. Abfuhr der Hydraulikflüssigkeit. Ein Gehäuse 26 umschließt den Radialkolbenmotor und ist, ebenso wie die Nockenbahn 32, mit dem Nabenträger 4 verschraubt. Hierzu sind im Nabenträger 4 mehrere Gewindebohrungen 35 vorgesehen.

[0021] Die Verbindungswelle 8 ist axial verschieblich angeordnet. Sie steht einerseits unter der Wirkung einer Druckeder 36 und andererseits wirkt auf sie eine Kraft, die von einem Druck abhängig ist, der in einem Druckraum 37 herrscht. In der gezeichneten (linken) Endlage der Verbindungswelle 8 ist der im Druckraum 37 herrschende Druck hoch, so daß eine Formschlußbremse 38 geöffnet ist. Im anderen Fall ist diese Formschlußbremse 38 durch die Kraft der Druckeder 36 geschlossen. Die Formschlußbremse 38 wirkt als Feststellbremse bei Stillstand des Fahrzeuges.

[0022] Der erläuterte Turasantrieb mit einem langsam laufenden Radialkolbenmotor und einem einstufigen Planetengetriebe ermöglicht den Antrieb eines Kettenrades bei einer höchstmöglichen Übersetzung. Der Turasantrieb baut hinsichtlich des Raumbedarfes - bezogen auf den Nabenträger 4 - etwa symmetrisch. Dies bedeutet, daß auf der einen Seite der Hydraulikmotor 26 angeflanscht und auf der anderen Seite die Nabe 1 mitsamt dem Planetengetriebe 11 drehbar angeordnet ist. Die Antriebswelle 6 bildet die triebliche Verbindung zwischen dem Radialkolbenmotor und dem Planetengetriebe 11. Ein wesentlicher Vorteil dieser Verbindung besteht darin, daß die Durchmesser der Antriebswelle 6 und des Nabenträgers 4 im Bereich dieser Verbindung klein gehalten werden können. Hieraus resultiert, daß die Durchmesser der Kegelrollenlager 3 ebenfalls klein sind. Demzufolge sind auch die radialen Abmessungen der Gleitringdichtung 21 klein. Da die Umfangsgeschwindigkeiten wegen der herrschenden

Durchmesserverhältnisse und des relativ niedrigen Drehzahlniveaus ebenfalls relativ niedrig sind, ergibt sich eine zuverlässige Abdichtung bei einer hohen Lebensdauer. Zudem baut die Antriebsvorrichtung kompakt und zeichnet sich zusätzlich durch große Laufruhe aus. Das Planetengetriebe kann mit gerad- oder Schrägzahnzähnen Zahnradern arbeiten.

[0023] Der in Fig. 2 ebenfalls in vereinfachter Darstellung wiedergegebene Längsschnitt eines Turbasamtriebes weist prinzipielle Gemeinsamkeiten zur Antriebsvorrichtung nach Fig. 1 auf. Gleiche Bauteile sind daher mit gleichen Bezugsziffern versehen.

[0024] Wenn mit getrennten Ölhaushalten gearbeitet werden soll, kann auf der Antriebswelle 6 eine zusätzliche Dichtung 39, beispielsweise ein Radialwellendichterring, laufen. Gegenüber dem oben erläuterten Ausführungsbeispiel besteht ein wesentlicher Unterschied darin, daß der Steg 14 des Planetengetriebes 40 über das Profil 17 drehfest mit dem Nabenträger 4 verbunden ist. Demzufolge ist bei dieser Antriebsvorrichtung der Steg 14 kein Bestandteil des Endabtriebsgehäuses 15. Vielmehr ist das äußere Zentralrad 16 als Abtriebsglied des Planetengetriebes 40 Bestandteil der Nabe 1. Das Endabtriebsgehäuse 15 wird demnach durch die Nabe 1 und einen zusätzlichen Deckel 41 gebildet. Diese abgewandelte Ausführungsform kann insbesondere dann mit Vorteil eingesetzt werden, wenn das abtriebsseitige Drehzahlniveau so niedrig liegt, daß auf die maximal mögliche Übersetzung (wie bei dem Ausführungsbeispiel nach Fig. 1) verzichtet werden kann.

#### Bezugszeichen

[0025]

1	Nabe
2	Gewindebohrung
3	Kegelrollenlager
4	Nabenträger
5	Gewindebohrung
6	Antriebswelle
7	Kegelrollenlager
8	Verbindungswelle
9	Trennstelle
10	inneres Zentralrad
11	Planetengetriebe
12	Planetenrad
13	Wälzlager
14	Steg
15	Endabtriebsgehäuse
16	äußeres Zentralrad
17	Profil
18	Mutter
19	Schulter
20	Spalt
21	Gleitringdichtung
22	ratierender Gleitring

23	Dichtring
24	stationärer Gegenring
25	Dichtring
26	Hydraulikmotor
27	Zylinderblock
28	Mitnahmeprofil
29	Mitnahmeprofil
30	Kolben
31	Rolle
32	Nockenbahn
33	Verteiler
34	Gehäuse
35	Gewindebohrung
36	Druckfeder
37	Druckraum
38	Formschlußbremse
39	Dichtung
40	Planetengetriebe
41	Deckel

#### Patentansprüche

1. Radantrieb für Arbeitsmaschinen, insbesondere für Kettenfahrzeuge, bestehend aus einem Hydraulikmotor (26), der über eine Antriebswelle (6) ein inneres Zentralrad (10) eines Planetengetriebes (11, 40) antreibt und dessen Abtriebsglied, das beispielsweise durch einen Steg (14) oder ein äußeres Zentralrad (16) gebildet ist, mit einer Nabe (1), die auf einem stationär angeordneten Nabenträger (4) gelagert ist, drehfest verbunden ist und, gesehen in Fahrzeuggängrichtung, der Hydraulikmotor (26) auf einer Seite des Nabenträgers (4) angeflanscht ist, während auf der anderen Seite des Nabenträgers (4) das Planetengetriebe (11, 40) und die Nabe (1) angeordnet sind und daß zwischen dem Nabenträger (4) und der Nabe (1) eine Gleitringdichtung (21) angeordnet ist, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (6) im Nabenträger (4) fliegend gelagert und der Hydraulikmotor (26) als langsam laufender Radialkolbenmotor und das Planetengetriebe (11, 40) einstufig ausgebildet ist.
2. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das äußere Zentralrad (16) drehfest mit dem Nabenträger (4) verbunden ist und das Abtriebsglied durch den Steg (14) des Planetengetriebes (11, 40) gebildet wird, der über ein Endabtriebsgehäuse (15) mit der Nabe (1) fest verbunden ist.
3. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Steg (14) des Planetengetriebes (11, 40) drehfest mit dem Nabenträger (4) verbunden ist, während das Abtriebsglied durch das mit der Nabe (1) drehfest verbundene äußere Zentralrad (16) gebildet wird.

4. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Gleitringdichtung (21) aus einem rotierenden Gleitring (22) und einem in eine Ausdrehung der Nabe (1) eingesetzten ersten Dichtring (23) sowie einem stationären Gegenring (24) und einem in eine Ausnehmung des Nabenträgers (4) eingelegten zweiten Dichtring (25) besteht.

5. Antriebsvorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß dem Hydraulikmotor (26) eine Formschlußbremse (38) zugeordnet ist.

## Claims

1. Wheel drive for working machines, in particular for tracked vehicles, consisting of a hydraulic motor (26) which drives an inner central wheel (10) of a planetary gear unit (11, 40) via a drive shaft (6) and whose output member, which is formed, for example, by an arm (14) or an outer central wheel (16), is non-rotatably connected to a hub (1) mounted on a stationary hub carrier (4), and, viewed in the longitudinal direction of the vehicle, the hydraulic motor (26) is flange-mounted on one side of the hub carrier (4), while the planetary gear unit (11, 40) and the hub (1) are disposed on the other side of the hub carrier (4), and that a slide ring seal (21) is disposed between the hub carrier (4) and the hub (1), characterised in that the drive shaft (6) is mounted in cantilever fashion in the hub carrier (4), and the hydraulic motor (26) is in the form of a slow-running radial piston motor and the planetary gear unit (11, 40) is of single-stage construction.

2. Drive device according to claim 1, characterised in that the outer central wheel (16) is non-rotatably connected to the hub carrier (4), and the output member is formed by the arm (14) of the planetary gear unit (11), which arm is rigidly connected to the hub (1) via an end output housing (15).

3. Drive device according to claim 1, characterised in that the arm (14) of the planetary gear system (40) is non-rotatably connected to the hub carrier (4), while the output member is formed by the outer central wheel (16) non-rotatably connected to the hub (1).

4. Drive device according to claim 1, characterised in that the slide ring seal (21) consists of a rotating slide ring (22) and a first sealing ring (23), which is inserted in a bore in the hub (1), as well as of a stationary counter ring (24) and a second sealing ring (25), which is placed in a recess in the hub carrier (4).

5. Drive device according to claim 1, characterised in that a positive-locking brake (38) is associated with

the hydraulic motor (26).

## Revendications

1. Entrainement de roue pour engins de chantier, notamment pour véhicules à chenilles, composé d'un moteur hydraulique (26) qui entraîne, par l'intermédiaire d'un arbre d'entraînement (6), une roue centrale intérieure (10) d'un engrenage planétaire (11, 40), et dont l'élément de sortie formé, par exemple, par une traverse (14) ou par une roue centrale extérieure (16) est relié de façon non rotative à un moyeu (1) logé sur un support de moyeu (4) à position stationnaire sur un côté duquel, vu dans le sens longitudinal du véhicule, le moteur hydraulique (26) est fixé par brides, tandis que sur l'autre côté du support de moyeu (4) sont montés l'engrenage planétaire (11, 40) et le moyeu (1), une garniture étanche à anneau glissant (21) étant agencée entre le support de moyeu (4) et le moyeu (1), caractérisé en ce que l'arbre menant (6) est monté flottant dans le support de moyeu (4), et en ce que le moteur hydraulique (26) est conçu comme un moteur à pistons radiaux à vitesse lente et l'engrenage planétaire (11, 40) est à un seul palier.

2. Mécanisme d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la roue centrale extérieure (16) est reliée de façon non rotative au support de moyeu (4), et en ce que l'élément de sortie est formé par la traverse (14) de l'engrenage planétaire (11) qui, par l'intermédiaire d'un carter d'arbre secondaire final (15), est reliée de façon fixe au moyeu (1).

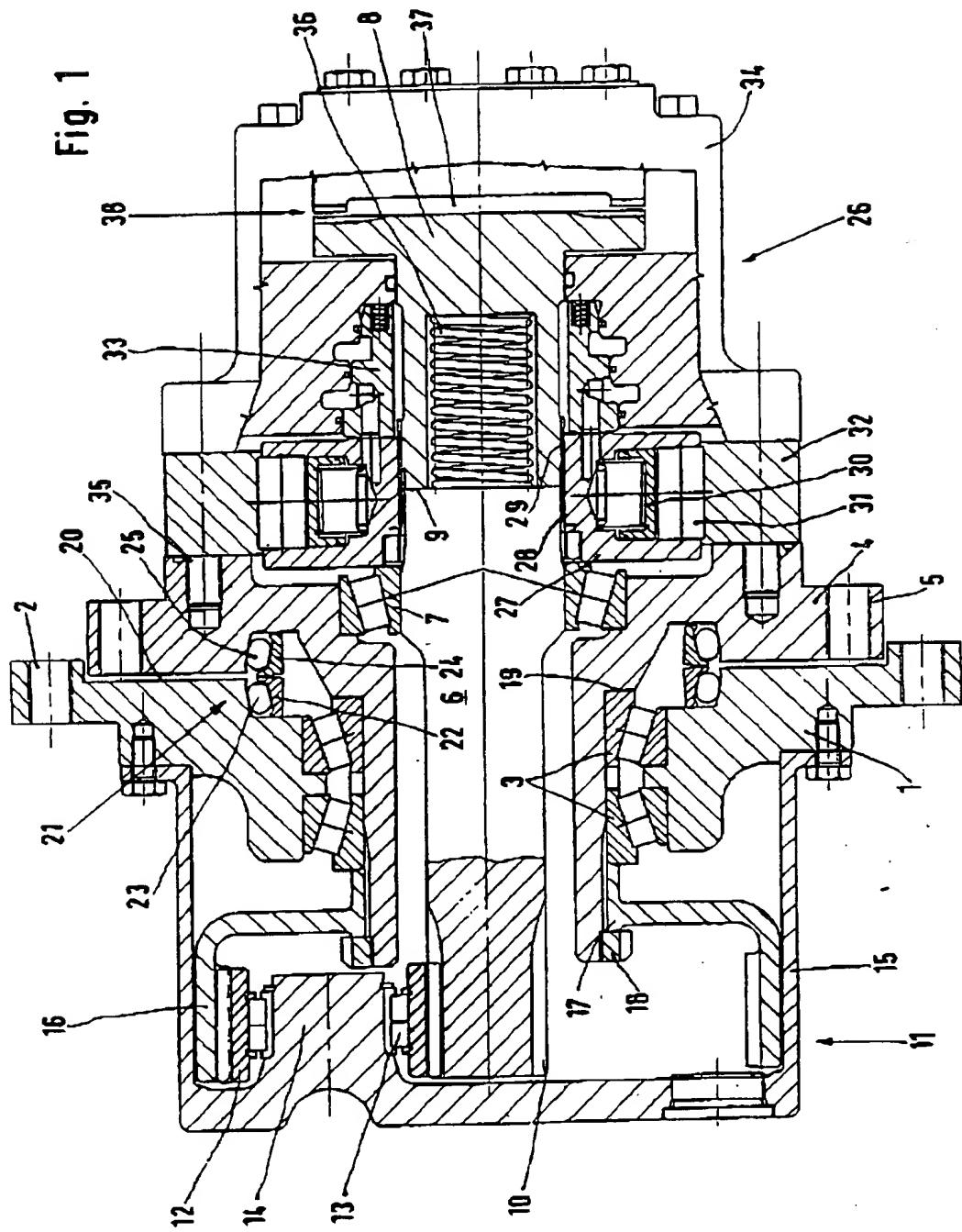
3. Mécanisme d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la traverse (14) de l'engrenage planétaire (40) est reliée de façon non rotative au support de moyeu (4), tandis que l'élément de sortie est formé par la roue centrale extérieure (16) reliée de façon non rotative au moyeu (1).

4. Mécanisme d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce que la garniture étanche à anneau glissant (21) se compose d'un anneau glissant rotatif (22) et d'un premier joint d'étanchéité (23) inséré dans un creux alésé du moyeu (1) ainsi que d'un anneau opposé stationnaire (24) et d'un deuxième joint d'étanchéité (25) installé dans un creux du support de moyeu (4).

5. Mécanisme d'entraînement selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'un frein à fermeture géométrique (38) est associé au moteur hydraulique (26).

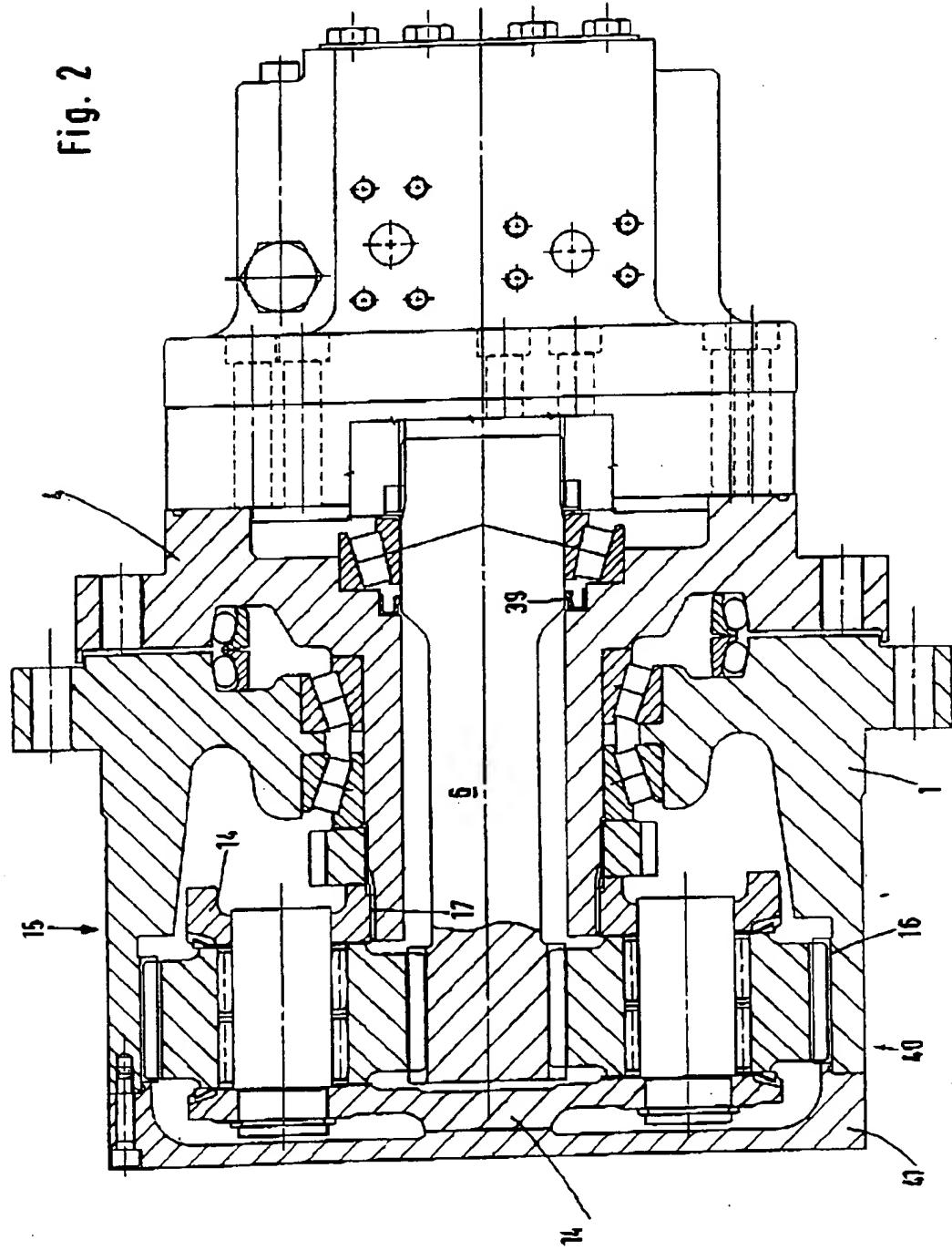
EP 0 807 030 B1

Fig. 1



EP 0 807 030 B1

Fig. 2



(51) Internationale Patentklassifikation <sup>6</sup> : B60K 7/00, 17/04		A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 96/23670  (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 8. August 1996 (08.08.96)
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP96/00331  (22) Internationales Anmeldedatum: 27. Januar 1996 (27.01.96)		(81) Bestimmungsstaaten: BR, CN, JP, KR, US, europäisches Patent (AT, BE, CH, DE, DK, ES, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).	
(30) Prioritätsdaten: 195 03 477.5 3. Februar 1995 (03.02.95) DE		Veröffentlicht Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist. Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.	
(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): ZF FRIEDRICHSHAFEN AG [DE/DE]; D-88038 Friedrichshafen (DE).			
(72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): MANN, Egon [DE/DE]; Alamannenweg 11, D-88045 Friedrichshafen (DE).			
(74) Anwalt: ZIETLOW, Karl-Peter, ZF Friedrichshafen AG, D-88038 Friedrichshafen (DE).			
CORRESPONDS TO UNPUBLISHED E.P. APPLICATION 0807030			

(54) Title: DRIVE DEVICE, IN PARTICULAR A WHEEL DRIVE FOR TRACKED VEHICLES

(54) Bezeichnung: ANTRIEBSVORRICHTUNG, INSbesondere RADANTRIEB FÜR KETTENFAHRZEUGE

**(57) Abstract**

The invention concerns a wheel drive for working machines, in particular tracked vehicles. A drive shaft (6) connects a hydraulic motor (26), which is in the form of a slow-running radial piston engine, to a planetary gear (11, 40). The hydraulic motor (26) is disposed on one side of a hub carrier (4) and the planetary gear (11, 40) and a hub (1) are disposed on the other side. A slide ring seal (21) is arranged between the hub carrier (4) and the hub (1). The advantages of the wheel drive reside in its compact construction and the relatively small bearing and sealing diameter.

**(57) Zusammenfassung**

Die Erfindung betrifft einen Radantrieb für Arbeitsmaschinen, insbesondere für Kettenfahrzeuge. Eine Antriebswelle (6) verbindet einen Hydraulikmotor (26), der als langsam laufender Radialkolbenmotor ausgebildet ist, mit einem Planetengetriebe (11, 40). Auf einer Seite eines Nabenträgers (4) ist der Hydraulikmotor (26) und auf der anderen Seite das Planetengetriebe (11, 40) sowie eine Nabe (1) angeordnet. Zwischen dem Nabenträger (4) und der Nabe (1) ist eine Gleitringdichtung (21) eingeschaltet. Die Vorteile des Radantriebes bestehen in seiner kompakten Bauweise und der relativ kleinen Lager- und Dichtungsdurchmesser.

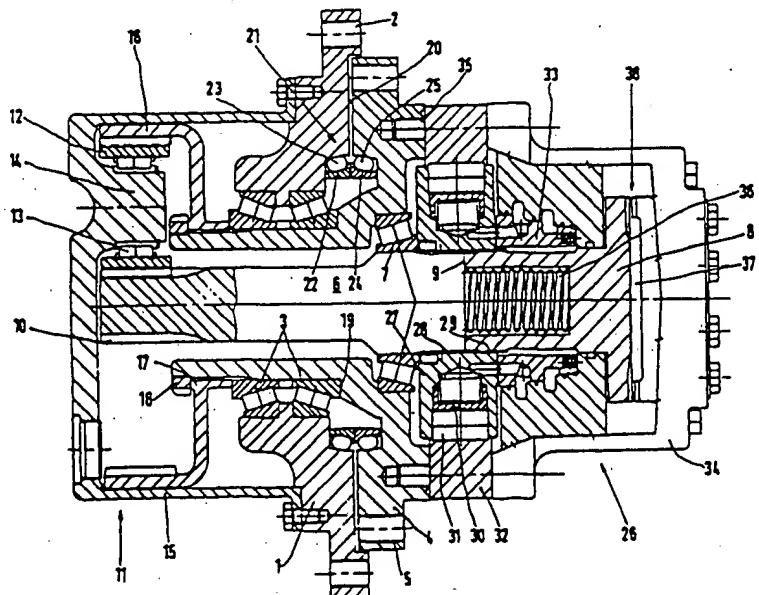
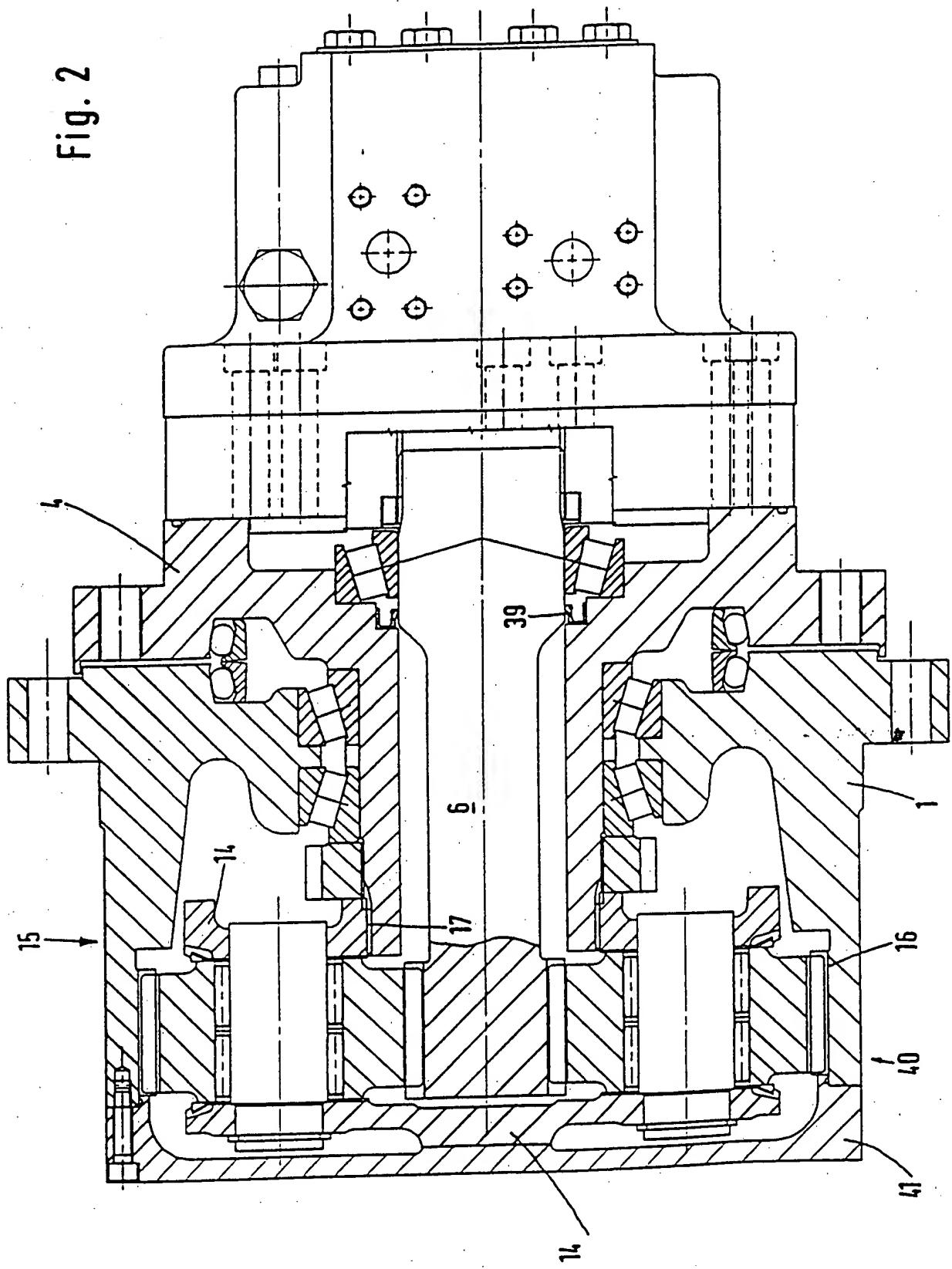


Fig. 2

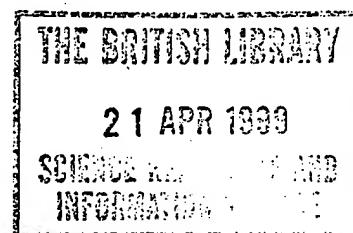




0807030

PATENT NO EP (UK).....

TRANSLATION OF EUROPEAN PATENT (UK)  
UNDER SECTION 77 (6) (a)



: A  
25 MAR 1999

RECEIVED BY HAND

Please write or type in BLOCK LETTERS : 1 European Patent Number  
using dark ink. For details of current : 0807030  
fees please contact the Patent Office. : . . . .

Enter the name and address for the  
proprietor(s) of the European Patent  
(UK). If you do not have enough space  
please continue on a separate sheet. : . . . .

: 2 Name ZF Friedrichshafen  
Aktiengesellschaft  
: Addr. Postfach 25 20,  
Ehlersstrasse 50  
88038 Friedrichshafen  
Germany. : . . . .

Enter the date on which the mention of  
the grant of the European Patent (UK)  
was published in the European Patent  
Bulletin, or, if it has not yet been  
published, the date on which it will  
be published : . . . . .

: 3 European Patent Bulletin Date:  
31 MAR 1999 : . . . . .

A UK Address for Service MUST be  
provided to which all communications  
from the Patent Office will be sent

**RECEIVED IN**

1999 Please sign here

**EUROPEAN  
TRANSLATIONS**

Attention is drawn to rules 90 and 106  
of the Patents Rules 1982

This form must be filed in duplicate  
and must be accompanied by a  
translation into English in duplicate  
of:

- 1 the whole description
- 2 those claims appropriate to the UK  
(in the language of the proceedings),
- 3 all drawings, whether or not these  
contain any textual matter  
but excluding the front page which  
contains bibliographic information.

The translation must be verified to the  
satisfaction of the comptroller as  
corresponding to the original text.

!R! SCPI 10; EXIT;

: Reminder

: Have you attached

: Duplicate copy of this form :X:

: Two copies of the Translation :X:

: Any continuation sheets  
(if appropriate) : . . .

027-58-K

THE PATENTS ACT 1977, AS AMENDED,  
AND  
THE RULES MADE THEREUNDER

---

I, Janet Powell, B.A., M.I.T.I., translator to Messrs. Taylor and Meyer of 20 Kingsmead Road, London SW2 3JD, declare that I am conversant with the German and English languages and that to the best of my knowledge and belief the accompanying text is a true translation of the text on which the European Patent Office has granted or intends to grant European Patent Number 0 807 030 in the name of ZF FRIEDRICHSHAFEN AG.

Signed this twentieth day of March 1999

J. Powell

The invention relates to a drive device for working machines, in particular for tracked vehicles such as, e.g. bulldozers or similar.

A wide variety of tumbler drive configurations are known from the prior art. These drive devices employ a hydraulic motor to drive a chain wheel via a planetary gear unit. The drive device should have small dimensions, especially in the axial direction, so as not to project beyond the width of a crawler track, e.g. of a crawler excavator. The planetary gear unit must have a sufficiently high gear ratio in order to achieve a low speed level at the chain wheel. The drive device must be provided with a brake in order to firmly brake the output drive when the hydraulic motor is at a standstill. As the drive device is also used under extreme external conditions, steps must be taken to ensure reliable sealing accompanied by a long service life. Finally, in view of the manufacturing costs, the number of components of the drive device must be kept to a minimum.

The known drive devices cannot meet the above-mentioned requirements. If the hydraulic motor is formed, for example, as a swash plate-type axial piston machine, it is only possible to achieve an axially short construction if this axial piston machine is integrated into the hub carrier. Examples of this are found in DE-A 27 44 936, DE-A 28 31 458 and DE-A 42 35 697. The speeds of the hydraulic motor are usually so high that a multi-stage planetary gear unit has to be used. This multi-stage construction generally increases the overall axial length of the drive device, so that the advantage achieved by integrating the hydraulic motor into the hub carrier is at least partly cancelled out. One consequence of integrating the hydraulic motor into the hub carrier is the necessity of using large bearings to mount the hub on the hub carrier. This disadvantage is accompanied by another: As the hub must be sealed with respect to the hub carrier, seals of diameters which are likewise large are required. These circumstances increase

costs. Moreover, the relatively high circumferential speeds have an adverse effect on the service life of the seal.

US-A 4,271 725 also discloses a wheel drive for working machines, in particular for tracked vehicles, which consists of a hydraulic motor, namely a swash plate-type axial piston motor. This drives an inner central wheel of a multi-stage planetary gear unit via a drive shaft, the output member of which gear unit is non-rotatably connected to a hub mounted on a stationary hub carrier. Viewed in the longitudinal direction of the vehicle, the hydraulic motor is flange-mounted on one side of the hub carrier, while the multi-stage planetary gear unit and the hub are disposed on the other side of the hub carrier.

Although the person skilled in the art has been familiar with radial piston motors for some time (cf., for example, DE-A 15 28 519 and DE-A 22 55 239), they have not as yet been used in combination with a brake and a planetary gear unit as tumbler drives for tracked vehicles.

The object of the invention is to provide a drive device for use in tracked vehicles which is distinguished in particular by a compact, reliable construction which is inexpensive to manufacture and easy to assemble and maintain.

The object of the invention is achieved by a drive device having the features of the main claim.

As compared with the known tumbler drives, the solution according to the invention is surprisingly of an extraordinarily simple construction. The slow-running radial piston motor works at a speed level which makes a multi-stage planetary gear unit unnecessary. The radial piston motor is therefore connected to a single-stage planetary gear unit. Moreover, because of the system in question, this motor consists of relatively few components. It is

constructed so as to be compact in the axial direction, so that it can be directly flange-mounted on one side of the hub carrier. A drive shaft connects the cylinder block of the radial piston motor to the planetary gear unit, the output member of which is non-rotatably connected to the hub.

Advantageous developments of the drive device according to the invention can be found in claims 2 to 5.

Further features which are essential for the invention as well as the advantages resulting from these can be found in the following illustration of two embodiments.

In the drawings:

Figure 1 is a simplified representation of a first embodiment of a drive device, in particular for a tracked vehicle, and

Figure 2 is another embodiment which differs from the arrangement according to Figure 1, in particular with regard to the formation of the end output.

The drive device represented in a simplified longitudinal section in Figure 1 is particularly suitable for the drive of a chain wheel of a tracked vehicle, e.g. a bulldozer or similar. This is a drive device which is also known under the name tumbler drive.

A chain wheel, which itself is not reproduced, is non-rotatably connected to a hub 1 disposed so as to rotate. In order to achieve the non-rotatable connection, the hub 1 comprises at its circumference a plurality of threaded holes 2 for receiving screw bolts, which are likewise not shown, of the chain wheel.

The hub 1 is rotatably mounted on a stationary hub carrier 4 via two taper roller bearings 3. The taper roller bearings are mounted in an O arrangement. The hub carrier 4 is rigidly connected to the vehicle chassis, this connection not being shown in detail in the drawing, although familiar to the person skilled in the art. A plurality of threaded holes 5 are likewise distributed over the circumference of the hub carrier 4 to rigidly connect the latter to the vehicle chassis.

A drive shaft 6 is rotatably mounted in the stationary hub carrier 4 via a single bearing, in particular a taper roller bearing 7. A connecting shaft 8 adjoins the drive shaft 6. The reference number 9 marks the dividing point between the drive shaft 6 and the connecting shaft 8.

The drive shaft 6, which is mounted in cantilever fashion on one side, is non-rotatably connected at its free end - on the left-hand side in the drawing - to an inner central wheel 10 (sun) of a planetary gear unit 11. The inner central wheel 10 may be made in one piece with the drive shaft 6, as in the present case. The inner central wheel 10 is in constant tooth mesh with planet wheels 12, one of which is reproduced. The planet wheels 12 are rotatably mounted on an arm 14 of the planetary gear unit 11 via rolling-contact bearings 13. The arm 14 is also a component part of an end output housing 15, which is tightly and firmly screwed to the hub 1 and encloses the planetary gear unit 11.

The planet wheels 12 are also in constant tooth mesh with a stationary outer central wheel 16 (hollow wheel) of the planetary gear unit 11. The outer central wheel 16 is pushed onto the hub carrier 4 in the region of a profile 17 such that it cannot rotate and is locked by a nut 18 via the taper roller bearings 3 against a shoulder of the hub carrier 4.

As the hub 1 rotates with respect to the stationary hub carrier 4, a radial gap 20 is produced between these components. As the end output housing 15 is filled at least partly with lubricating and cooling oil, a suitable seal must be provided which holds back the cooling and lubricating oil and protects the interior space of the end output housing against external influences. These functions are performed by a slide ring seal 21. This slide ring seal 21, which is of a known design, consists of a rotating slide ring 22 and a first sealing ring 23, which is inserted in a bore in the hub 1, as well as a stationary counter ring 24 and a second sealing ring 25, which is placed in a recess in the hub carrier 4. It is obvious from the drawing that the slide ring seal 21 has an effective diameter which is only slightly greater than the outside diameter of the taper roller bearings 3.

The drive device is completed by a hydraulic motor 26. It is essential for the drive device that this hydraulic motor consists of a slow-running radial piston motor. The capacity of the radial piston motor is approximately 1,180 cm<sup>3</sup>. The maximum speed is approximately 310 l/min. The hydraulic motor is adjustable, and the ratio of the capacity  $q_{\min}/q_{\max}$  may be 0.33/0.50/0.66. The brake valves are located at the hydraulic motor. The hydraulic circuit is open.

A cylinder block 27 is non-rotatably connected to the drive shaft 6 via a driving profile 28. There is a similar, non-rotatable connection between the cylinder block 27 and the connecting shaft 8 via a driving profile 29 of the same geometry.

A plurality of pistons 30 are mounted so as to be radially mobile in a known manner in the cylinder block 27. These are supported via rollers 31 at a stationary cam track 32. The hydraulic fluid is supplied and removed by means of a distributor 33. A housing 26 encloses the radial piston

motor and, just like the cam track 32, is screwed to the hub carrier 4. A plurality of threaded holes 35 are provided in the hub carrier 4 for this purpose.

The connecting shaft 8 is disposed such that it can be displaced axially. On one side it is subject to the action of a compression spring 36 and on the other to a force which is dependent on a pressure prevailing in a pressure chamber 37. When the connecting shaft 8 is in the illustrated (left-hand) end position the pressure in the pressure chamber 37 is high, so that a positive-locking brake 38 is open. In the other case this positive-locking brake 38 is closed by the force of the compression spring 36. The positive-locking brake 38 acts as a parking brake when the vehicle is at a standstill.

The illustrated tumbler drive with a slow-running radial piston motor and a single-stage planetary gear unit enables a chain wheel to be driven with the highest possible gear ratio. The tumbler drive is of an approximately symmetrical structure - related to the hub carrier 4 - with respect to the space requirement. This means that the hydraulic motor 26 is flange-mounted on one side and the hub 1 is disposed such that it can be driven in rotation together with the planetary gear unit 11 on the other side. The drive shaft 6 forms the driving connection between the radial piston motor and the planetary gear unit 11. An essential advantage of this connection lies in the fact that the drive shaft 6 and the hub carrier 4 can have small diameters in the region of this connection. The diameters of the taper roller bearings 3 are as a result likewise small. The radial dimensions of the slide ring seal 21 are consequently also small. Since, on account of the ratios of diameters and the relatively low speed level, the circumferential speeds are also relatively low, the result is reliable sealing with a long service life. The drive device is also of a compact construction and additionally distinguished by its good smooth-running

properties. The planetary gear unit can operate with straight or helically toothed gear wheels.

The longitudinal section reproduced in Figure 2, likewise in a simplified view, of a tumbler drive has basic features in common with the drive device according to Figure 1. The same components have therefore been given the same reference numbers.

If the intention is to operate with separate oil supplies, an additional seal 39, for example a rotary shaft seal, may run on the drive shaft 6. An essential difference with respect to the embodiment illustrated above lies in the fact that the arm 14 of the planetary gear unit 40 is non-rotatably connected to the hub carrier 4 via the profile 17. The arm 14 is not therefore a component part of the end output housing 15 in this drive device. It is rather the case that, as output member of the planetary gear unit 40, the outer central wheel 16 is a component part of the hub 1. The end output housing 15 is accordingly formed by the hub 1 and an additional cover 41. This modified embodiment may be used to advantage in particular when the speed level on the output side is so low that the maximum gear ratio possible (as in the case of the embodiment according to Figure 1) can be dispensed with.

Reference numerals

1	hub	36	compression spring
2	threaded hole	37	pressure chamber
3	taper roller bearings	38	positive-locking brake
4	hub carrier	39	seal
5	threaded hole	40	planetary gear unit
6	drive shaft	41	cover
7	taper roller bearing		
8	connecting shaft		
9	dividing point		
10	inner central wheel		
11	planetary gear unit		
12	planet wheel		
13	rolling-contact bearings		
14	arm		
15	end output housing		
16	outer central wheel		
17	profile		
18	nut		
19	shoulder		
20	gap		
21	slide ring seal		
22	rotating slide ring		
23	sealing ring		
24	stationary counter ring		
25	sealing ring		
26	hydraulic motor		
27	cylinder block		
28	driving profile		
29	driving profile		
30	piston		
31	roller		
32	cam track		
33	distributor		
34	housing		
35	threaded hole		

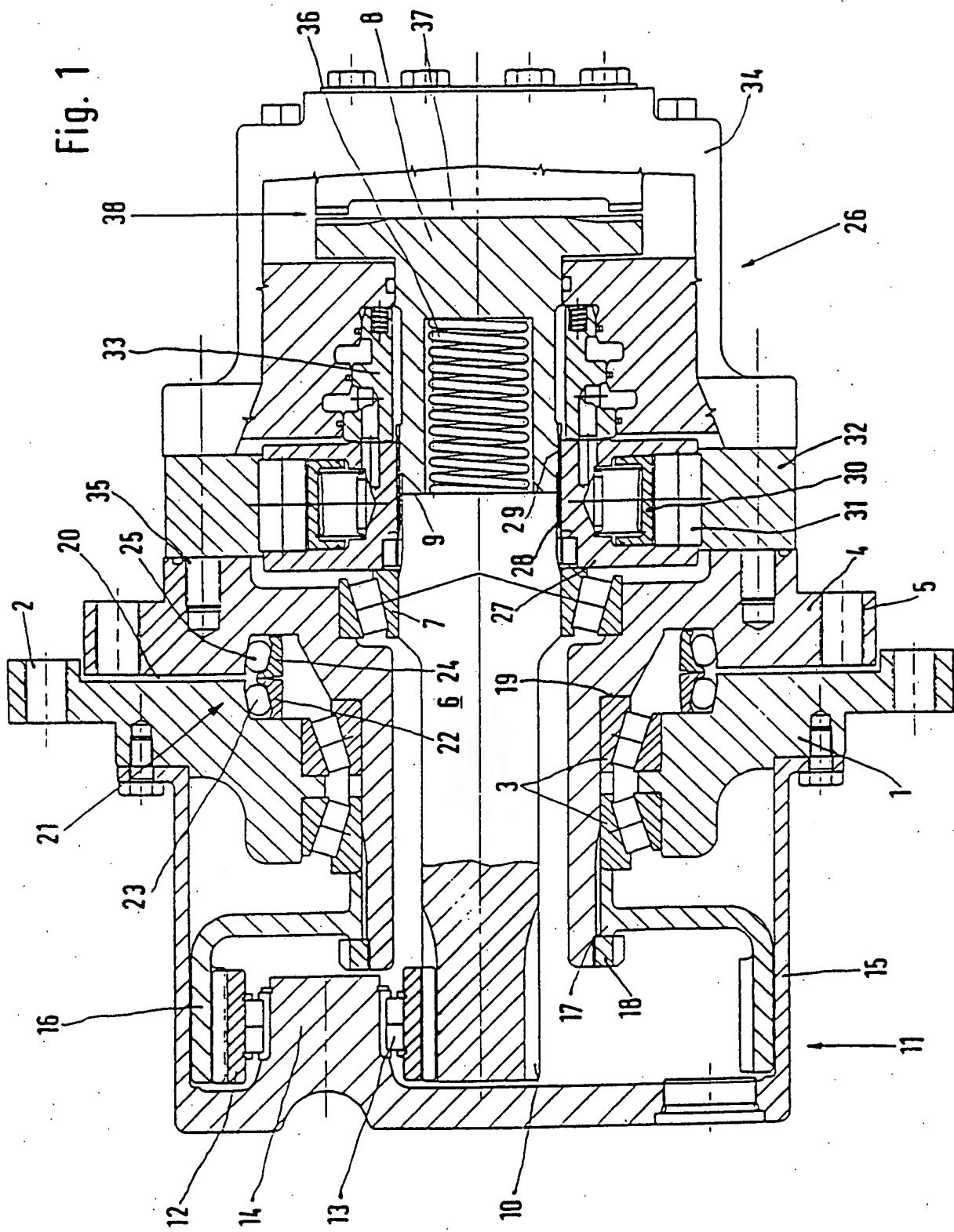
Claims

1. Wheel drive for working machines, in particular for tracked vehicles, consisting of a hydraulic motor (26) which drives an inner central wheel (10) of a planetary gear unit (11, 40) via a drive shaft (6) and whose output member, which is formed, for example, by an arm (14) or an outer central wheel (16), is non-rotatably connected to a hub (1) mounted on a stationary hub carrier (4), and, viewed in the longitudinal direction of the vehicle, the hydraulic motor (26) is flange-mounted on one side of the hub carrier (4), while the planetary gear unit (11, 40) and the hub (1) are disposed on the other side of the hub carrier (4), and that a slide ring seal (21) is disposed between the hub carrier (4) and the hub (1), characterised in that the drive shaft (6) is mounted in cantilever fashion in the hub carrier (4), and the hydraulic motor (26) is in the form of a slow-running radial piston motor and the planetary gear unit (11, 40) is of single-stage construction.
2. Drive device according to claim 1, characterised in that the outer central wheel (16) is non-rotatably connected to the hub carrier (4), and the output member is formed by the arm (14) of the planetary gear unit (11), which arm is rigidly connected to the hub (1) via an end output housing (15).
3. Drive device according to claim 1, characterised in that the arm (14) of the planetary gear system (40) is non-rotatably connected to the hub carrier (4), while the output member is formed by the outer central wheel (16) non-rotatably connected to the hub (1).
4. Drive device according to claim 1, characterised in that the slide ring seal (21) consists of a rotating slide ring (22) and a first sealing ring (23), which is inserted in a bore in the hub (1), as well as of a stationary counter ring

(24) and a second sealing ring (25), which is placed in a recess in the hub carrier (4).

5. Drive device according to claim 1, characterised in that a positive-locking brake (38) is associated with the hydraulic motor (26).

Fig. 1



ERSATZBLATT (REGEL 26)